

51

19

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES



PATENTAMT

Int. Cl. 2:

B 60 K 25/00

B 60 K 25/00

F 15 B 13/06

DT 26 13 300 A 1

11

21

22

43

# Offenlegungsschrift

26 13 300

Aktenzeichen:

P 26 13 300.6

Anmeldetag:

29. 3. 76

Offenlegungstag:

28. 10. 76

30

Unionspriorität:

32 33 31

14. 4. 75 Japan 44248-75

54

Bezeichnung:

Antriebssystem für ein Fahrzeug mit Fahrwerk- und Hilfsantrieben, die von einem gemeinsamen Antriebsmotor angetrieben werden

71

Anmelder:

K.K. Komatsu Seisakusho, Tokio

74

Vertreter:

Rasper, J., Dipl.-Chem. Dr. phil.nat., Pat.-Anw., 6200 Wiesbaden

72

Erfinder:

Ito, Ryuji, Ebina; Komatsu, Mitsuaki, Yokohama; Kanagawa (Japan)

DT 26 13 300 A 1

KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SEISAKUSHO

TOKYO / J a p a n

Antriebssystem für ein Fahrzeug mit Fahrwerk- und Hilfsantrieben, die von einem gemeinsamen Antriebsmotor angetrieben werden.

Die Erfindung betrifft ein Antriebssystem, das beispielsweise für fahrbare Ausschachtgeräte, wie etwa vom Typ eines Baggerladers, geeignet ist, bei denen der Antriebsmotor einerseits zur Fortbewegung des Fahrzeuges, andererseits aber auch zum Betrieb einer Hydraulik für die Betätigung von Arbeitsgeräten, wie etwa einer Baggerschaufel, dient. Insbesondere betrifft die Erfindung ein die Betriebsleistung einer solchen Maschine verbesserndes Steuersystem für die Aufteilung der Antriebskraft eines gemeinsamen Antriebsmotors auf den Fortbewegungsantrieb und die Hilfsantriebe des Fahrzeuges.

609844/1042

Die Erfindung wird im folgenden in Anwendung auf einen Schaufellader bzw. Frontlader beschrieben, ist aber in gleicher Weise auch zum Einsatz in anderen Maschinen oder Fahrzeugen geeignet, bei denen entsprechende Anforderungen an den Antrieb gestellt werden.

Die Arbeitsweise eines fahrbaren Schaufelladers oder ähnlichen Ausschachtgerätes läßt sich vom Standpunkt des Verbrauchs der vom Hauptantriebsmotor, etwa einer Verbrennungskraftmaschine, abgegebenen Energie in die folgenden drei Betriebsfälle unterteilen:

- a) Die reine Fortbewegung, bei der die gesamte Motorleistung vom Fahrwerkantrieb aufgenommen wird,
- b) gleichzeitige Fortbewegung und Ausschachtarbeit, wobei ein Teil der Motorleistung für die Fortbewegung des Fahrzeuges und der Rest für die Betätigung des Arbeitsgerätes, wie etwa einer Baggerschaufel, verbraucht wird, und
- c) reine Ausschachtarbeit, bei der die gesamte Motorleistung für das Arbeitsgerät zur Verfügung steht.

Es sind bereits Antriebssysteme für fahrbare Ausschacht- bzw. Ladegeräte bekannt, die einen hydraulischen Drehmomentenwandler enthalten, dessen Drehmomentaufnahmekennlinie entsprechend den Anforderungen der oben unterteilten Betriebsarten durch Eingriff des Fahrzeugführers entweder kontinuierlich oder stufenweise geändert werden kann. Die Betriebsleistung eines solchen Ausschacht- und Ladegerätes läßt sich nämlich beträchtlich steigern, wenn der Drehmomentenwandler jeweils so eingestellt wird, daß er während der reinen Fortbewegung des Fahrzeuges eine verhältnismäßig steile Drehmoment-/Drehzahlkennlinie besitzt, bei gleichzeitiger Fortbewegung und Ausschacht- bzw. Ladearbeit

beit dagegen eine flachere Kennlinie aufweist. Die Gründe dafür werden weiter unten in Zusammenhang mit dem Diagramm der Fig. 1 näher erläutert. Eine Beeinflussung der Kennlinie und somit des Arbeitsverhaltens des Drehmomentenwandlers durch Handbetätigung ist jedoch nachteilig, da hierdurch der Fahrzeugführer mit zusätzlicher Arbeit belastet wird.

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht daher darin, ein Antriebssystem mit einer entsprechenden Steuerung zu schaffen, bei dem das Betriebsverhalten des hydraulischen Drehmomentenwandlers in Abhängigkeit von der jeweiligen Betriebsweise der Maschine automatisch verändert wird.

Bei einem Antriebssystem, welches primär aus einem Antriebsmotor, beispielsweise einer Verbrennungskraftmaschine, einem Fahrwerkantrieb und einer dazwischen geschalteten Kraftübertragungseinheit mit veränderbarem Drehmomentenübertragungsverhalten besteht, wobei die Kraftübertragungseinheit mit einer hydraulischen Druckkammer versehen ist, durch deren unterschiedliche Druckbeaufschlagung sich das Drehmomentenübertragungsverhalten der Kraftübertragungseinheit beeinflussen läßt, wird die gestellte Aufgabe erfindungsgemäß durch ein hydraulisches Arbeits- und Steuerungssystem gelöst, welches in seiner einfachsten Ausführung aus folgenden Funktionseinheiten aufgebaut ist:

- Mindestens einem Steuerventil, mit dem sich die Zufuhr von Druckflüssigkeit von einer vom Antriebsmotor angetriebenen Druckpumpe zu den jeweils entgegengesetzten Zylindern eines oder mehrerer doppelt wirkender, hydraulischer Arbeitszylinder steuern läßt,
- einem auf unterschiedliche Reduzierstufen umschaltbaren Druckminderventil, über das die Druckkammer der Kraft-

Übertragungseinheit mit der Druckpumpe in Verbindung steht, sowie

- aus Schaltmitteln, mit denen die Druckkammer der Kraftübertragungseinheit über das umschaltbare Druckminder-ventil in Abhängigkeit von der Zufuhr von Druckflüssigkeit durch das Steuerventil zu bestimmten Zylinderkammern der Arbeitszylinder mit unterschiedlichem Druck beaufschlagbar ist.

Mit Hilfe dieser Schaltung kann der Kraftübertragungseinheit automatisch eine flachere Drehmomentübertragungscharakteristik erteilt werden, wenn bestimmten Zylinderkammern der Arbeitszylinder Druckflüssigkeit zugeführt wird.

Bei dem im folgenden in Verbindung mit den beigelegten Zeichnungen beschriebenen Ausführungsbeispiel für einen Schaufellader sind jeweils ein Steuerventil und zwei zugehörige Arbeitszylinder für das Heben und Senken der Laderschaufel sowie ein weiteres Steuerventil mit zwei zugehörigen Arbeitszylindern für das Vorwärts- und Rückwärtskippen der Schaufel vorgesehen. Bei Betätigung der Schaufel wird die größte Leistung im wesentlichen nur für das Heben und Rückwärtskippen der (bei diesen Tätigkeiten normalerweise gefüllten) Schaufel benötigt, während das Entleeren durch Vorwärtskippen und das Senken wenig Energie verbrauchen. Daher sind bei diesem Ausführungsbeispiel die Schaltmittel so ausgeführt, daß sie nur bei Hebestellung des ersten Steuerventiles oder bei der Stellung "Rückwärtsneigen" des zweiten Steuerventils das Druckminder-ventil auf eine niedrigere Reduzierstufe schalten, so daß nur bei diesen Arbeitsgängen der Kraftübertragungseinheit für den Fahrwerk-antrieb eine flachere Übertragungscharakteristik erteilt wird, wodurch primär genügend Leistung für die Arbeits-hydraulik bereitgehalten wird und bei gleichzeitiger Fahr-

zeugfortbewegung der Rest der zur Verfügung stehenden Antriebsenergie nur in einem solchen Ausmaß auf den Fahrwerkantrieb übertragen wird, daß die Motordrehzahl nicht infolge erhöhter Belastung wesentlich absinkt. In allen übrigen Betriebszuständen behält die Kraftübertragungseinheit eine steilere Kennlinie, so daß im wesentlichen die volle Motorleistung auf den Fahrwerkantrieb übertragen werden kann.

Die Schaltmittel für das Druckminderventil können bei Verwendung eines hydraulisch schaltbaren Ventils aus einem hydraulischen Hilfskreislauf bestehen, in den entsprechend der Anzahl der vorhandenen Steuerventile für die Arbeitszylinder eine gleiche Anzahl von Hilfventilen in Reihe geschaltet sind, von denen jedes so mit dem zugehörigen Steuerventil gekoppelt ist, daß es jeweils den Hilfskreislauf und somit den Steuerdruck für das schaltbare Druckminderventil sperrt, wenn das zugehörige Steuerventil eine Arbeitsstellung einnimmt, bei der die Kraftübertragungseinheit auf eine flachere Charakteristik geschaltet werden soll. Ferner ist es möglich, statt der mit den Steuerventilen gekoppelten Hilfsventile ein getrenntes Schaltventil zu verwenden, welches bei den energieintensiven Arbeitsgängen der Arbeitszylinder auf den sich automatisch einstellenden höheren Arbeitsdruck im Hydraulikkreislauf reagiert.

Bei Verwendung eines elektromagnetisch schaltbaren Druckminderventils für die Ansteuerung der Kraftübertragungseinheit können bestimmte Schaltstellungen der Steuerventile für die Arbeitszylinder auch elektrisch, beispielsweise durch Endschalter, abgetastet werden.

Die in ihrem Drehmomentübertragungsverhalten durch Steuerdruck veränderbare Kraftübertragungseinheit besteht vorzugsweise aus einer Kupplung, deren Schlupfverhalten durch

den mittels des Druckminderventils schaltbaren Steuerdruck hydraulisch veränderbar ist, sowie aus einem nachgeschalteten hydraulischen Drehmomentenwandler.

Im folgenden werden einige auf den Einsatz in einem Schaufellader zugeschnittene, bevorzugte Ausführungsformen der Erfindung unter Hinweis auf die beigefügten Zeichnungen im einzelnen beschrieben.

Es stellen dar:

- Fig. 1 zur prinzipiellen Erläuterung der Erfindung eine graphische Darstellung des Zusammenhangs zwischen dem Ausgangsdrehmoment einer als Antriebsmotor verwendeten Verbrennungskraftmaschine sowie dem Eingangsdrehmoment eines vor den Fahrwerkantrieb geschalteten hydraulischen Drehmomentenwandlers in Abhängigkeit von der Motordrehzahl während der Betätigung des Arbeitsgerätes der Maschine;
- Fig. 2 die Seitenansicht eines Schaufelladers, auf den sich das Prinzip der Erfindung bezieht;
- Fig. 3 das Schaltschema eines erfindungsgemäßen Antriebssystems für einen Schaufellader gemäß Fig. 2;
- Fig. 4 das Schaltschema einer weiteren Ausführungsform der Erfindung, das in einigen Merkmalen von demjenigen der Fig. 3 abweicht;
- Fig. 5 das Schaltschema einer dritten Ausführungsform der Erfindung.

Vor der Beschreibung einiger bevorzugter Ausführungsformen der Erfindung soll das Diagramm der Fig. 1 kurz erläu-

tert werden, um das Wesen und die Vorteile der Erfindung besser verständlich zu machen. In dem Diagramm ist mit A die Kurve bezeichnet, die das Ausgangsdrehmoment (an der Kurbelwelle) einer Verbrennungskraftmaschine oder eines entsprechenden Antriebsmotors eines Baggers oder Laders in Abhängigkeit von der Motordrehzahl darstellt. Subtrahiert man vom Motordrehmoment denjenigen Drehmomentsanteil, der von dem Arbeitsgerät, wie etwa der Laderschaufel oder dgl., verbraucht wird, erhält man Kurve B, welche das bei Betrieb des Arbeitsgerätes verbleibende Eingangsdrehmoment eines hydraulischen Drehmomentwandlers darstellt, welcher ein Glied in der Kraftübertragungskette zwischen dem Motor und den Antriebsrädern bzw. den Antriebskettenrädern für einen Raupenantrieb bildet (siehe Fig. 3).

Bekanntlich hängt die Drehmomentübertragungsfähigkeit eines Drehmomentwandlers in etwa quadratisch von der Eingangsdrehzahl ab. Kurve a in Fig. 1 stellt die Drehmomentaufnahme kennlinie eines Drehmomentwandlers mit relativ hoher Drehmomentübertragungsfähigkeit und Kurve b die entsprechende Kennlinie für einen Wandler mit relativ geringer Übertragungsfähigkeit dar.

Während der reinen Fortbewegung des Fahrzeuges wird keine Leistung für den Betrieb des Arbeitsgerätes benötigt, so daß das volle Ausgangsdrehmoment des Motors an den Drehmomentwandler übertragen werden kann. Während der reinen Fortbewegung des Fahrzeuges ist daher ein Wandler mit einer steileren Kennlinie (gemäß Kurve a) vorteilhaft, weil in diesem Fall ein hohes Drehmoment (in Fig. 1 mit  $T_1$  bezeichnet) für den Fahrwerkantrieb zur Verfügung steht. Wird dagegen ein Teil der Motorleistung für die Betätigung des Arbeitsgerätes eingesetzt, sinkt das Eingangsdrehmoment des Drehmomentwandlers von Kurve A auf Kurve B. Hierdurch verschiebt sich der Kuppelpunkt des Wandlers im Dia-

gramm der Fig. 1. von I nach II, womit eine beachtliche Abnahme der Motordrehzahl von  $N_1$  auf  $N_2$  verbunden ist. Die Pumpe für den Antrieb des Arbeitsgerätes wird dann ebenfalls mit der verminderten Motordrehzahl angetrieben, so daß dadurch auch die Arbeitsgeschwindigkeit des Arbeitsgerätes sinkt.

Wenn jedoch in diesem Fall der verwendete Drehmomentwandler eine flachere Kennlinie besitzt (Kurve b), verschiebt sich der Kuppelpunkt im Diagramm nur von I nach III. Die damit verbundene Drehzahlverminderung von  $N_1$  auf  $N_3$  ist vernachlässigbar und die Förderleistung der Pumpe für das Arbeitsgerät kann wesentlich höher gehalten werden als bei einem Drehmomentwandler mit steilerer Kennlinie.

Daraus folgt, daß für einen besseren Gesamtbetriebswirkungsgrad des Laders oder Baggers der verwendete Drehmomentwandler derart anpaßbar sein sollte, daß er bei reiner Fortbewegung des Fahrzeuges eine steile Kennlinie und bei gleichzeitiger Fortbewegung und Betätigung des Arbeitsgerätes eine flachere Kennlinie aufweist.

Als Beispiel für eine fahrbare Maschine zum Ausschachten bzw. Laden, bei der die vorliegende Erfindung anwendbar ist, ist in Fig. 2 ein Schaufellader dargestellt. Der Lader besteht aus einem Raupenschlepper 10 und einem daran angebrachten Arbeitsgerät 12. Das Arbeitsgerät besteht aus einer Laderschaufel 14 und einem Betätigungsgestänge 16, über das die Schaufel 14 mit dem Schlepper 10 verbunden ist. Der Lader ist ferner mit zwei in seitlichem Abstand voneinander angeordneten Hebezyklindern 18 (von denen nur einer gezeigt ist) versehen, die dem wahlweisen Heben und Senken der Laderschaufel 14 im Verhältnis zum Schlepper über das Gestänge 16 dienen, sowie mit zwei in seitlichem Abstand voneinander angeordneten Kippzyklindern

20 (von denen ebenfalls nur einer gezeigt ist), die dazu dienen, die Laderschaufel 14 mittels des Gestänges 16 im Verhältnis zum Schlepper nach vorn oder hinten zu neigen bzw. zu kippen.

In Fig. 3, welche eine erste bevorzugte Ausführungsform der Erfindung darstellt, ist mit der Bezugsziffer 22 allgemein die Kraftübertragungsanordnung zwischen dem Antriebsmotor 24 und den Antriebsrädern bzw. den Antriebskettenrädern 26 des Laders gemäß Fig. 2 bezeichnet. Die Kraftübertragungsanordnung 22 besteht aus einer Antriebswelle 28, einer hydraulisch betätigbaren Kupplung 30, einem Drehmomentwandler 32, einem Untersetzungsgetriebe 34, einem Kegelradgetriebe 36 sowie der Achse 38, welche die Antriebskettenräder 26 miteinander verbindet.

Die Kupplung 30 besitzt eine Antriebsscheibe 40 und eine Austriebsscheibe 42, die unter veränderlichem Druck durch einen Betätigungskolben 44 gegeneinanderbewegt werden können, welcher seinerseits durch veränderlichen Flüssigkeitsdruck in einer Druckkammer 46 beeinflussbar ist. Wie es aus den folgenden Erläuterungen noch hervorgehen wird, erhält der Drehmomentwandler 30 durch Erhöhung des Flüssigkeitsdruckes in der Druckkammer 46 eine entsprechend flachere Kennlinie. Die Kupplung 30 und der Drehmomentwandler 32 bilden zusammen eine Kraftübertragungseinheit mit veränderlicher Drehmomentenkennlinie, welche allgemein mit der Bezugsziffer 48 bezeichnet ist.

Vom Antriebsmotor 24 wird eine Pumpe 50 oder eine entsprechende Druckflüssigkeitsquelle angetrieben, welche über ein Steuerventilsystem, das im einzelnen noch beschrieben wird, die hydraulischen Arbeitszylinder für das Arbeitsgerät, nämlich im vorliegenden Beispiel die Hebezylinder 18 und die Kippzylinder 20, aber auch die Kupplung 30 für

deren Betätigung mit Druckflüssigkeit versorgt. Die über ein Stirnradgetriebe 52 von der Antriebswelle 28 aus betriebene Pumpe 50 saugt Flüssigkeit, vorzugsweise ein Hydrauliköl, aus einem Vorratsbehälter 54 an und fördert die Flüssigkeit unter Druck in eine Druckleitung 56. Diese Druckleitung 56 teilt sich in eine Leitung 58 für das Arbeitsgerät und in eine Leitung 60 für die Kupplung 30.

Die Leitung 58 verbindet die Pumpe 50 mit einem ersten Steuerventil 62 für das Heben und Senken und mit einem zweiten Steuerventil 64 für das Kippen der Laderschaufel 14. Das erste Steuerventil 62 besitzt eine Stellung A für "Heben", eine "Neutral"-Stellung B und eine Stellung C für "Senken". Das Steuerventil 62, das sich normalerweise in Neutralstellung befindet, in der es die Hebezyylinder 18 von der Pumpe 50 trennt, kann durch einen Bedienungshebel 66 von Hand entweder in die Hebestellung A oder in die Senkstellung C gebracht werden, in denen es den Zufluß zu bzw. den Rückfluß der Druckflüssigkeit aus den kolbenstangenseitigen Zylinderkammern 68 bzw. den zylinderkopfseitigen Zylinderkammern 70 der Hebezyylinder 18 steuert. Auf diese Weise läßt sich die Laderschaufel 14 in Bezug auf den Schlepper 10 entsprechend der Anordnung in Fig. 2 wahlweise heben und senken.

Das Steuerventil 64 für das Kippen besitzt eine Stellung D für das "Vorwärtsneigen", eine "Neutral"-Stellung E und eine Stellung F für das "Rückwärtsneigen". Auch das Steuerventil 64 befindet sich normalerweise in Neutralstellung, in der es die Kippzylinder 20 von der Pumpe 50 trennt, kann aber mittels eines Bedienungshebels 72 von Hand in die Stellungen D, "Vorwärtsneigen" und F, "Rückwärtsneigen" gebracht werden, in denen es den Zufluß zu bzw. den Rücklauf der Druckflüssigkeit aus den kolbenstangenseitigen Zylinderkammern 74 bzw. den zylinderkopfseitigen Zylinder-

derkammern 76 der Kippzylinder 20 steuert. Auf diese Weise läßt sich die Laderschaufel 14 in Bezug auf den Schlepper wahlweise nach vorn und nach hinten neigen bzw. kippen.

Die bereits erwähnte Leitung 60 verbindet die Pumpe 50 über ein schaltbares Druckminderventil 78 und eine weitere Leitung 80 mit der Druckkammer 46 der Kupplung 30. Das Druckminderventil 78 läßt Flüssigkeit mit verhältnismäßig hohem Druck zur Druckkammer 46 passieren, wenn es mit einem Steuerdruck beaufschlagt wird; läßt aber nur Flüssigkeit mit verhältnismäßig geringem Druck zur Druckkammer 46 passieren, wenn kein Steuerdruck ansteht.

Mit 82 ist der Hilfskreislauf zum Ansteuern des Druckminderventils 78 bezeichnet. Der Hilfskreislauf 82 umfaßt eine Steuerleitung 84, die einerseits bei 86 mit der Leitung 80 verbunden und mit ihrem anderen Ende an das Druckminderventil 78 angeschlossen ist. Im Hilfskreislauf befinden sich ferner ein erstes Hilfsventil 88 und ein zweites Hilfsventil 90, welche mittels der Steuerleitung 84 hintereinandergeschaltet sind. Jedes der Hilfsventile 88, 90 besitzt eine Arbeitsstellung I und eine Arbeitsstellung II, in deren jeder die Hilfsventile 88, 90 den Hilfskreislauf 82 geschlossen halten, sowie eine Rücklaufstellung III, in der der Hilfskreislauf durch jedes der Hilfsventile 88, 90 einzeln unterbrochen ist. Je eines der Hilfsventile 88, 90 ist mit dem ersten Steuerventil 62 bzw. dem zweiten Steuerventil 64 gekoppelt, so daß sie bei Betätigen der Bedienungshebel 66 bzw. 72 gleichzeitig mit dem betreffenden Steuerventil betätigt werden.

Die Arbeitsweise der erfindungsgemäßen Antriebssteuerung ist wie folgt: Es sei zuerst angenommen, daß der Antriebsmotor 24 in Betrieb ist, sich die Steuerventile 62 und 64 aber, wie in Fig. 3 dargestellt, in Neutralstellung befinden.

den. Die Druckflüssigkeit gelangt von der Pumpe 50 einerseits über die Leitung 58 und die in Neutralstellung befindlichen Steuerventile 62, 64 zu einem Druckbegrenzungsventil 92 und von dort in eine Rücklaufleitung 94. Auf diese Weise wird die Druckflüssigkeit auf einem bestimmten Druckniveau gehalten.

Andererseits gelangt Druckflüssigkeit von der Pumpe 50 über die Leitung 60 und das Druckminderventil 78 in die Leitung 80. Da sich die Hilfsventile 88 und 90 beide in ihrer Arbeitsstellung II befinden sollen, ist der Hilfskreislauf 82 geschlossen und läßt Steuerdruck auf das Druckminderventil 78 wirken, wodurch sich der auf die Druckkammer 46 der Kupplung 30 übertragene Flüssigkeitsdruck erhöht. Dadurch werden Antriebsscheibe 40 und Austriebsscheibe 42 der Kupplung 30 derart gegeneinander gedrückt, daß die Ausgangsleistung des Antriebsmotors 24 fast vollständig auf den Drehmomentwandler 32 übertragen wird. Dadurch behält der Drehmomentwandler 32 eine relativ steile Kennlinie, wie sie durch die Kurve a in Fig. 1 repräsentiert ist, so daß die Motorleistung mit hohem Wirkungsgrad auf die Antriebskettenräder 26 des Fahrzeuges für dessen Fortbewegung übertragen werden kann.

Wird nun mittels des Bedienungshebels 66 das erste Steuerventil 62 in seine Hebestellung C gebracht, gelangt Druckflüssigkeit von der Pumpe 50 durch das Steuerventil 62 in die zylinderkopfseitigen Zylinderkammern 70 der Hebezylinde 18, wodurch sich die Laderschaufel 14 anhebt. Da gleichzeitig das erste Hilfsventil 88 in seine Rücklaufstellung III gebracht wird, werden der Hilfskreislauf 82 und somit die Beaufschlagung des Druckminderventils 78 mit Steuerdruck unterbrochen, wodurch der durch das Druckminderventil bestimmte Flüssigkeitsdruck in der Druckkammer 46 der Kupplung 30 sinkt.

Dadurch entsteht ein Schlupf zwischen der Antriebsscheibe 40 und der Austriebsscheibe 42 der Kupplung, so daß die Motorleistung durch die Kupplung nicht vollständig auf den Drehmomentwandler 32 übertragen wird. Da der Drehmomentwandler auf diese Weise eine flachere Kennlinie gemäß Kurve b des Diagrammes der Fig. 1 erhält, sinkt der Antriebsmotor nicht wesentlich in seiner Drehzahl ab, wenn er sowohl das Fahrzeug fortbewegen als auch den Hydraulikkreislauf für die Betätigung des Arbeitsgerätes gleichzeitig betreiben muß. Die Pumpe 50 kann nach wie vor mit relativ hoher Motordrehzahl angetrieben werden, um die Laderschaufel 14 mittels der Hebezyylinder 18 mit relativ hoher Geschwindigkeit anzuheben.

Wenn andererseits, entsprechend der Anordnung in Fig. 3, das Steuerventil 64 mittels des Bedienungshebels 72 in seine Stellung F "Rückwärtsneigen" bewegt wird, gelangt Druckflüssigkeit durch das Steuerventil 64 in die kolbenstangenseitigen Zylinderkammern 74 der Kippzylinder 20, wodurch die Laderschaufel 14 nach hinten geneigt wird. Das zweite Hilfsventil 90, welches mit dem Steuerventil 64 gekoppelt ist, wird gleichzeitig in seine Rücklaufposition III gebracht, in der es den Hilfskreislauf 82 unterbricht. Auf diese Weise entsteht der gleiche Ablauf wie er durch das Verstellen des Steuerventils 62 in die Hebestellung C ausgelöst wurde. Der Antriebsmotor 24 betreibt die Pumpe 50 weiterhin mit verhältnismäßig hoher Drehzahl, so daß die Kippzylinder 20 mit relativ hohem Flüssigkeitsdruck betätigt werden können, um die Laderschaufel 14 nach hinten zu neigen.

Wenn das Steuerventil 62 in seine Senkposition A oder das Steuerventil 64 in seine Position D "Vorwärtsneigen" geschaltet werden, gelangen die Hilfsventile 88 bzw. 90 in ihre erste Arbeitsstellung I, in der der Hilfskreislauf 82 aufrechterhalten bleibt und das Druckminderventil 78 weiterhin mit Steuerdruck beaufschlagt wird. Als Folge davon überträgt die Kupplung 30 weiterhin nahezu die gesamte

609844/1042

Motorleistung auf den Drehmomentwandler 32.

Obwohl die Drehzahl des Antriebsmotors 24 in diesem Fall merklich sinkt, kann dieser Zustand akzeptiert werden, da für das Senken und Vorwärtsskippen der Laderschaufel 14 im allgemeinen kein hoher Flüssigkeitsdruck erforderlich ist. Da dann hingegen die Motorleistung weitgehend auf die Antriebskettenräder übertragen werden kann, bleibt die Lade- und Fortbewegungsleistung des Fahrzeuges insgesamt unbeeinträchtigt.

Fig. 4 veranschaulicht eine zweite bevorzugte Ausführungsform der Erfindung, welche einen vereinfachten Hilfskreislauf 82a zur Ansteuerung des Druckminderventils 78 enthält. Der Hilfskreislauf 82a umfaßt eine Steuerleitung 84a, die einerseits an der Stelle 86 mit der Leitung 80 und mit ihrem anderen Ende an das Druckminderventil 78 angeschlossen ist. In die Steuerleitung 84a ist ein durch Steuerdruck betätigbares Schaltventil 100 mit zwei Schaltstellungen eingefügt, welches die Hilfsventile 88 und 90 der ersten Ausführungsform ersetzt. Die Steuerleitung 102 des Schaltventils 100 ist an der Stelle 104 an die Leitung 60 angeschlossen, welche die Pumpe 50 mit dem Druckminderventil 78 verbindet.

Das Schaltventil 100 wird entsprechend dem in der Leitung 60 herrschenden Flüssigkeitsdruck zwischen seinen Arbeitsstellungen I und II automatisch hin- und hergeschaltet. Im Normalfall, d. h. wenn der Druck in der Leitung 60 relativ gering ist, bleibt das Schaltventil 100 in seiner Stellung I, in der der Hilfskreislauf 82a geschlossen ist und das Druckminderventil 78 mit Steuerdruck beaufschlagt wird. In diesem Zustand wird die Druckkammer 46 der Kupplung 30 unter relativ hohen Druck gesetzt.

Der Flüssigkeitsdruck in der Leitung 60 steigt nur an, wenn entweder das Steuerventil 62 in seine Hebestellung C oder das Steuerventil 64 in seine Stellung F "Rückwärtsneigen" gebracht wird, weil dann gewöhnlich eine größere Belastung auf die Hebezyylinder 18 bzw. die Kippzyylinder 20 wirkt, mit denen die Leitung 60 in Verbindung steht. Als Folge davon wird das Schaltventil 100 in seine Arbeitsstellung II geschaltet, in der es den Hilfskreislauf 82a unterbricht, wodurch die Druckkammer 46 der Kupplung 30 mit relativ hohem Druck beaufschlagt wird. Daraus geht hervor, daß der vereinfachte Hilfskreislauf gemäß Fig. 4 den gleichen Zweck erfüllt wie der Hilfskreislauf 82 gemäß Fig. 3. Im übrigen entsprechen Aufbau und Arbeitsweise denjenigen des Ausführungsbeispiels nach Fig. 3.

Fig. 5 zeigt eine dritte bevorzugte Ausführungsform der Erfindung, bei der die Hilfskreisläufe der vorangegangenen Ausführungsformen durch einen elektrischen Schaltkreis 82b ersetzt sind, der ein elektromagnetisches Druckminderventil 78a betätigt. Der elektrische Schaltkreis 82b enthält zwei in Reihe geschaltete Endschalter 110 und 112, eine Spannungsquelle 114 und eine Magnetspule 116. Die normalerweise geschlossenen Endschalter 110 und 112 werden durch Betätigen der Bedienungshebel 66 bzw. 72 getrennt, aber nur, wenn durch den Fahrzeugführer entweder das Steuerventil 62 in seine Hebestellung C oder das Steuerventil 64 in seine Stellung F "Rückwärtsneigen" gebracht wird.

Im Normalfall steht daher die Magnetspule 116 unter Spannung und in diesem Zustand läßt das elektromagnetische Druckminderventil 78a Flüssigkeit mit relativ hohem Druck zur Druckkammer 46 der Kupplung 30 durch. Wenn entweder der Bedienungshebel 66 oder der Bedienungshebel 72 gemäß der Darstellung in Fig. 5 nach links bewegt wird, wird der zu-

gehörige Endschalter 110 bzw. 112 geöffnet und die Magnet-  
spule 116 von der Spannungsquelle 114 getrennt. Dadurch  
wird der auf die Druckkammer 46 der Kupplung 30 übertrage-  
ne Druck vermindert. Im übrigen entsprechen Aufbau und Ar-  
beitsweise den Ausführungsformen gemäß Fign. 3 und 4.

Weitere Abwandlungen der Erfindung gegenüber den beschrie-  
benen Ausführungsbeispielen sind möglich. So kann z. B.  
der Drehmomentwandler der Kraftübertragungseinheit 48 mit  
veränderlicher Drehmomentenkennlinie durch eine Rutsch-  
kupplung ersetzt werden.

Auch ist es möglich, auf die Kupplung 30 zu verzichten,  
und dafür das Pumpenlaufrad des Drehmomentwandlers zwei-  
teilig auszuführen, wobei das eine Laufrad nach Bedarf  
entweder in Drehung versetzt oder stillgesetzt werden kann.

Patentansprüche

1. Antriebssystem, beispielsweise für einen fahrbaren Baggerlader, bestehend aus einem Antriebsmotor (24), einem Fahrwerkantrieb (34,36,38) sowie einer zwischen diese geschalteten Kraftübertragungseinheit (48) mit veränderbarem Drehmomentübertragungsverhalten und einer hydraulischen Druckkammer (46), durch deren unterschiedliche Druckbeaufschlagung sich das Drehmomentübertragungsverhalten der Kraftübertragungseinheit (48) beeinflussen läßt, gekennzeichnet durch ein hydraulisches Arbeits- und Steuersystem, bestehend aus
- einer Druckpumpe (50) für die Hydraulikflüssigkeit,
  - einem vom Antriebsmotor (24) betriebenen Pumpenantrieb (52), welcher die Druckpumpe (50) mit der Welle (28) des Antriebsmotors (24) an einer Stelle zwischen dem Antriebsmotor (24) und der Kraftübertragungseinheit (48) verbindet,
  - mindestens einem hydraulischen Steuerventil (62,64), welches über eine Leitung (56,58) mit der Druckpumpe (50) verbunden ist,
  - einem bzw. mehreren doppelwirkenden hydraulischen Arbeitszylindern (18,20), die mit dem bzw. den Steuerventilen (62,64) verbunden sind, durch welche der Zufluß der Druckflüssigkeit von der Druckpumpe (50) zu den Arbeitszylindern (18,20) steuerbar ist,
  - einem auf unterschiedliche Druckstufen umschaltbaren Druckminderventil (78;78a), über das die Druckkammer (46) in der Kraftübertragungseinheit (48) mit der Druckpumpe (50) verbunden ist,

- sowie aus Schaltmitteln (88,90;100;110,112), mit denen die Druckkammer (46) der Kraftübertragungseinheit (48) über das umschaltbare Druckminderventil (78;78a) in Abhängigkeit von der Zufuhr von Druckflüssigkeit durch die Steuerventile (62,64) zu bestimmten Zylinderkammern (70,74) der Arbeitszylinder (18,20) mit unterschiedlichem Druck beaufschlagbar ist,

wodurch die Kraftübertragungseinheit (48) eine flachere Drehmomentübertragungscharakteristik annimmt, wenn diesen bestimmten Zylinderkammern (70,74) der Arbeitszylinder (18,20) Druckflüssigkeit zugeführt wird.

2. Antriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das umschaltbare Druckminderventil (78) hydraulisch schaltbar ist und die Schaltmittel aus einem hydraulischen Hilfskreislauf (82) bestehen, der entsprechend der Anzahl der vorhandenen Steuerventile (62,64) eine gleiche Anzahl von Hilfsventilen (88,90) enthält, von denen jedes derart mit einem der Steuerventile (62,64) gekoppelt ist, daß es den Schaltdruck für das umschaltbare Druckminderventil (78) im Hilfskreislauf (82) unterbricht, wenn sich das zugehörige Steuerventil (62,64) in einer derjenigen Stellungen befindet, in welchen die Zufuhr von Druckflüssigkeit zu einer dieser bestimmten Zylinderkammern (70,74) der Arbeitszylinder (18,20) erfolgt.
3. Antriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das umschaltbare Druckminderventil (78) hydraulisch schaltbar ist und die Schaltmittel aus einem hydraulischen Hilfskreislauf (82a) bestehen, der ein hydraulisch schaltbares Schaltventil (100) enthält, welches den Schaltdruck für das umschaltbare Druckminderventil (78) im Hilfskreislauf (82a) unterbricht, wenn infolge von Zufuhr von Druckflüssigkeit zu diesen bestimmten Zylinderkammern (70,74) der Arbeits-

zylinder (18,20) der Druck der Druckflüssigkeit von der Druckpumpe (50) ansteigt.

4. Antriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das umschaltbare Druckminderventil (78a) elektromagnetisch schaltbar ist und die Schaltmittel aus einem elektrischen Schaltkreis (82b) bestehen, der entsprechend der Anzahl der vorhandenen Steuerventile (62,64) in Reihe geschaltete Trennschalter (110,112) enthält, von denen jeweils einer getrennt wird, wenn sich das zugehörige Steuerventil (62, 64) in einer derjenigen Stellungen befindet, in welcher die Zufuhr von Druckflüssigkeit zu einer dieser bestimmten Zylinderkammern (70,74) der Arbeitszylinder (18,20) erfolgt.
5. Antriebssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 4 zur Verwendung in beispielsweise einem Schaufellader, dadurch gekennzeichnet, daß es ein erstes Steuerventil (62) enthält, dem zwei Arbeitszylinder (18) für das Heben und Senken einer Laderschaufel (14) zugeordnet sind, sowie ein zweites Steuerventil (64), dem zwei weitere Arbeitszylinder (20) für das Vor- und Rückwärtsskippen der Laderschaufel (14) zugeordnet sind.
6. Antriebssystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaltmittel (88,90;100;110,112) so ausgebildet sind, daß sowohl bei der Stellung (C) "Heben" des ersten Steuerventils (62) als auch bei der Stellung (F) "Rückwärtsskippen" des zweiten Steuerventils (64) das schaltbare Druckminderventil (78) so geschaltet ist, daß in der Druckkammer (46) der Kraftübertragungseinheit (48) ein reduzierter Druck ansteht, wodurch sich eine flachere Drehmomentübertragungscharakteristik der Kraftübertragungseinheit (48) einstellt.

FIG. 1

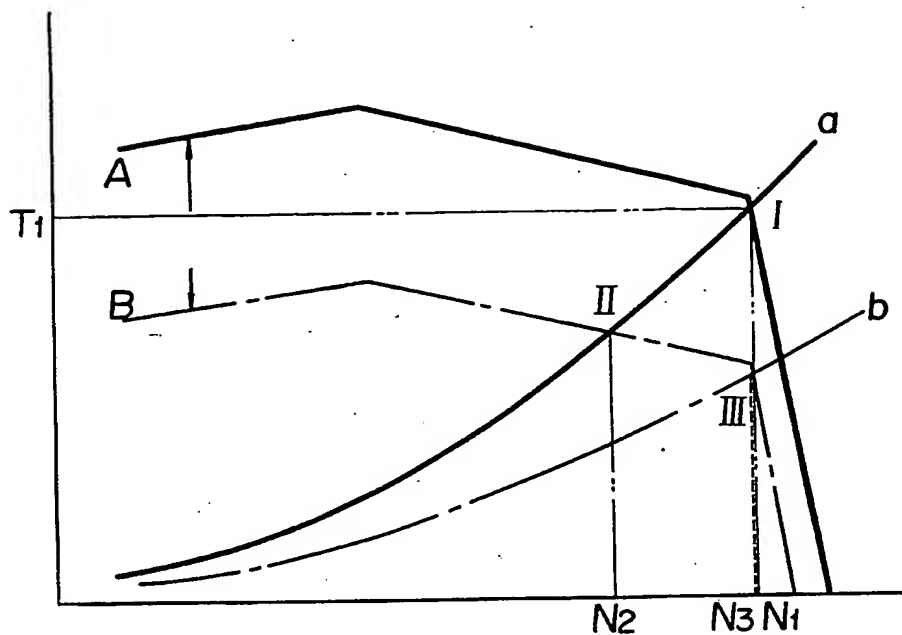
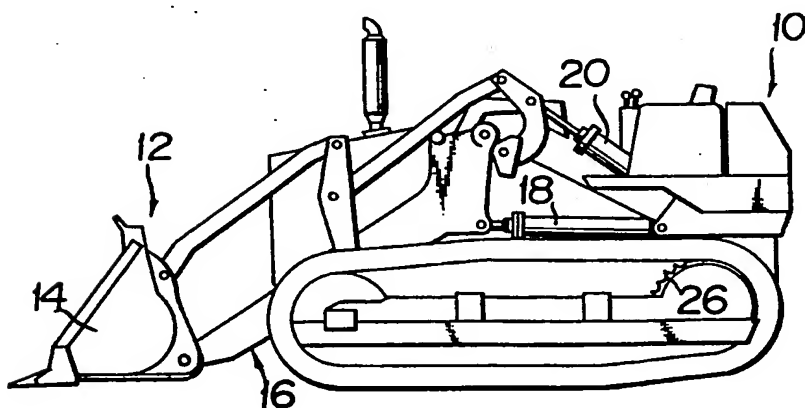


FIG. 2



Б60К

17-00

АТ:29.03.1976 ОТ:28.10.1976

609844/1042

FIG. 3

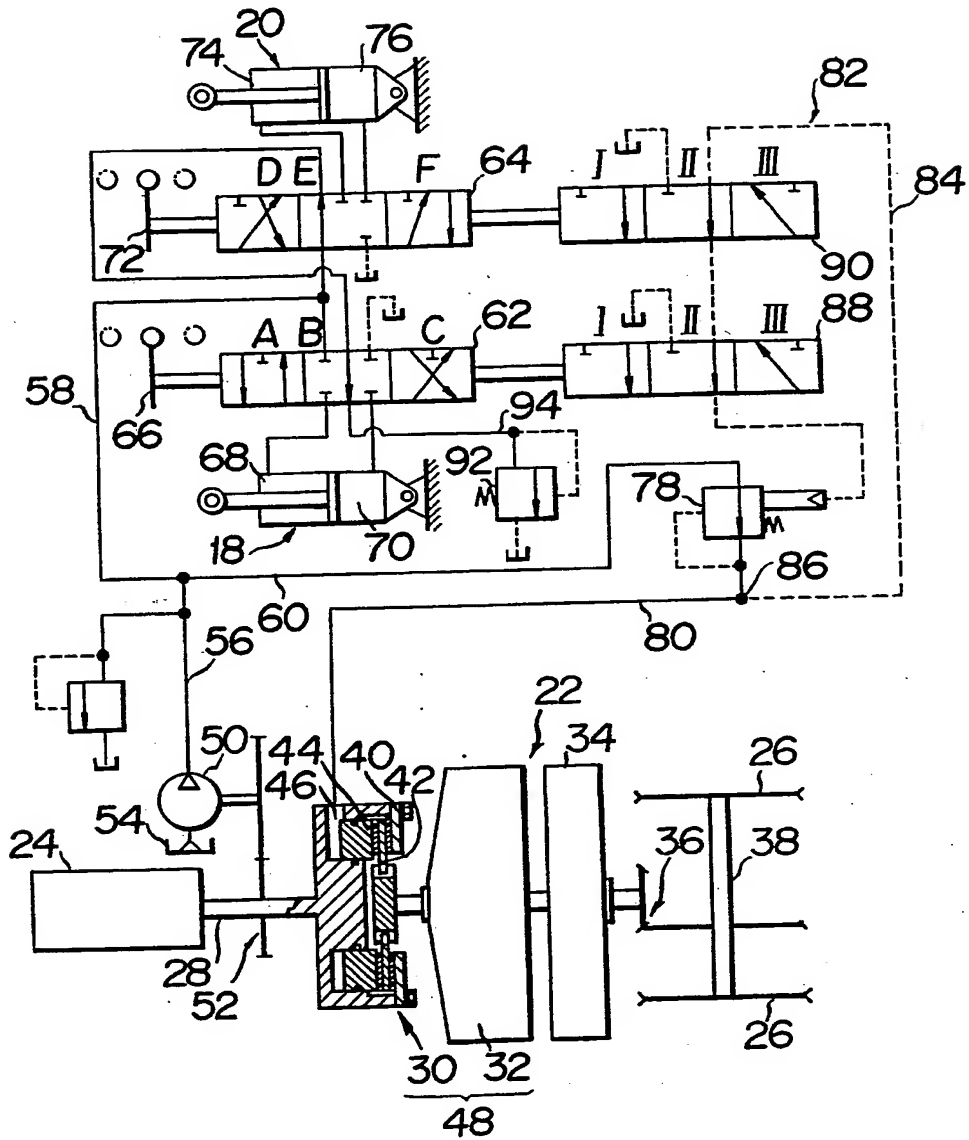


FIG. 4

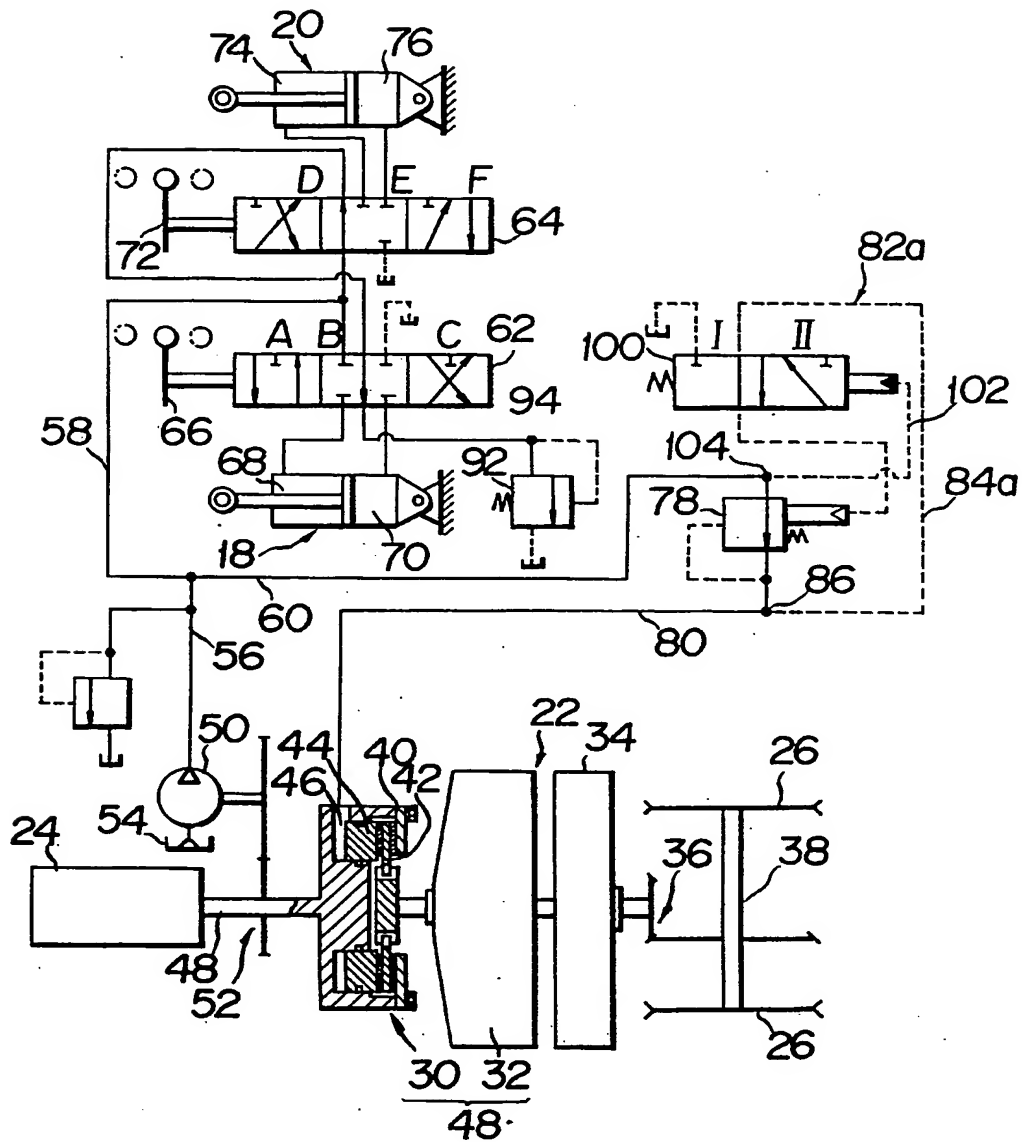
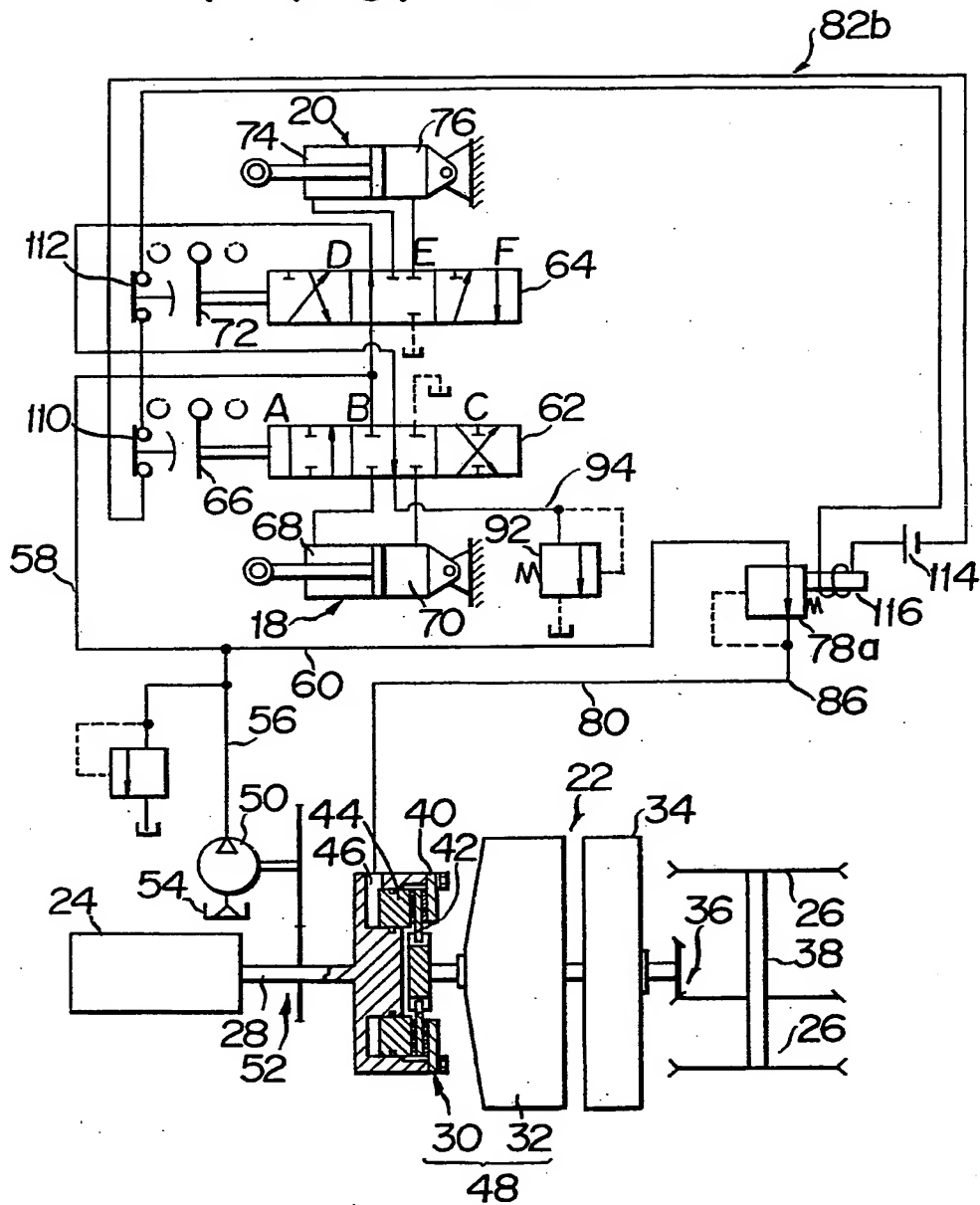


FIG. 5



DEUTSCHES  
PATENTAMT

**(21) Aktenzeichen:** P 35 10 803.7  
**(22) Anmeldetag:** 25. 3. 85  
**(43) Offenlegungstag:** 3. 4. 86

### Gelehrtenbesitz

**DE 3510803 A1**

(30) Unionspriorität: (32) (33) (31)  
 29.09.84 JP U148336/84

⑦ Anmelder:  
KUBOTA, Ltd., Osaka, JP

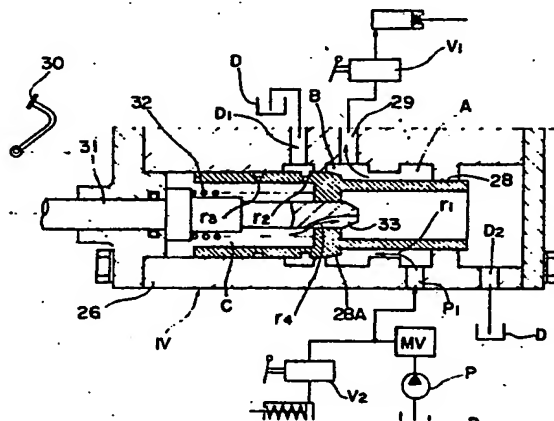
**74) Vertreter:**  
Schulze Horn, S., Dipl.-Ing. M.Sc.; Hoffmeister, H.,  
Dipl.-Phys. Dr.rer.nat., Pat.-Anw., 4400 Münster

**(72) Erfinder:**  
**Harada, Denzabro, Sakai, Osaka, JP**

**Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt**

**⑤4 Kraftübertragungs-Steuervorrichtung**

Beschrieben ist eine Kraftübertragungs-Steuervorrichtung mit einer Kupplungsfunktion und einer Modulierfunktion, welche ein mit dieser Steuervorrichtung ausgerüstetes (Arbeits-)Fahrzeug zum schnellen, ruckartigen Anfahren nach dem Ausrücken einer Kupplung befähigt. Die Steuervorrichtung umfaßt ein Hauptgangwechsel-Steuerventil (V2), ein Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil (V1), ein Modulationsventil (MV) und ein Kriechventil (IV).



**DE 3510803 A1**

1 Patentansprüche:

1. Kraftübertragungs-Steuervorrichtung, umfassend ein  
Hauptgangwechsel-Steuerventil (V2), eine Hydraulik-  
pumpe (P) zur Lieferung von Drucköl zum Steuerventil  
(V2), hydraulische Arbeitszylinder (18 a - 23 a) zur  
Ansteuerung von Kupplungen, ein zwischen dem Steuer-  
ventil (V2) und der Hydraulikpumpe (P) angeordnetes  
Modulationsventil (MV) zum allmählichen Erhöhen eines  
Hydraulikdrucks für die Arbeitszylinder (18 a - 23 a)  
nach dem Befüllen derselben mit Drucköl durch Betäti-  
gung des Steuerventils (V2) zur Verbindung der Hy-  
draulikpumpe (P) mit den Arbeitszylindern (18 a - 23  
a) sowie ein Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil (V1),  
das über ein Kriechventil (IV) zum Steuern der Kupp-  
lungen mit einem Auslaß (P1) des Modulationsventils  
(MV) verbunden ist,  
dadurch gekennzeichnet, daß das Kriechventil (IV) ein  
Ventilgehäuse (26), einen in letzterem verschieblich  
geführten, rohrförmigen Steuer-Schieber (28) und eine  
in letzterem relativ dazu verschieblich geführte und  
mit einem Kupplungspedal (30) wirkungsmäßig verbun-  
dene Spindel (31) aufweist, daß das Ventilgehäuse  
(26) und der Schieber (28) zwischen sich eine erste,  
mit dem Auslaß (P1) des Modulationsventils (MV) ver-  
bundene Ölkammer (A), eine zweite, mit einem im Ven-  
tilgehäuse (26) ausgebildeten Auslaß (29) kommunizie-  
rende und mit dem Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil  
(V1) verbundene Ölkammer (B) sowie einen erste und  
zweite Ölkammer (A, B) miteinander verbindenden er-  
sten Öldurchgang (r1) festlegen, daß der Schieber  
(28) und die Spindel (31) zwischen sich eine dritte  
Ölkammer (C) und eine durch Niederdrücken des Kupp-  
lungspedals (30) zusammendrückbare Feder (32) aufwei-  
sen, daß der Schieber (28) einen Drosselabschnitt  
(28A) zum Drosseln (Verengen) des ersten Öldurchgangs  
(r1) sowie einen ersten Drosseldurchgang (r2) und

- 1 einen zweiten Drosseldurchgang (r3) zum Verbinden der  
dritten Ölkammer (C) mit einem im Ventilgehäuse (26)  
ausgebildeten ersten Abfluß (D1) bei niedergedrücktem  
Kupplungspedal (30) aufweist, daß erster und zweiter  
5 Drosseldurchgang (r2, r3) so angeordnet sind, daß bei  
Verschiebung des Schiebers (28) in abwechselnder Wei-  
se ein Anfangszustand, in welchem der erste Drossel-  
durchgang (r2) mit dem ersten Abfluß (D1) verbunden  
und der zweite Drosseldurchgang (r3) durch das Ven-  
10 tilgehäuse (26) geschlossen ist, und ein ausgekuppel-  
ter Zustand herstellbar sind, in welchem zweite und  
dritte Ölkammer (B, C) über den ersten Drosseldurch-  
gang (r2) miteinander kommunizieren und der zweite  
Drosseldurchgang (r3) mit dem ersten Abfluß (D1) ver-  
15 bunden ist und daß die Spindel (31) einen Abflußdurch-  
gang (r4) aufweist oder festlegt, um die dritte Öl-  
kammer (C) nur dann mit einem zweiten, im Gehäuse  
(26) ausgebildeten Abfluß (D2) in Verbindung zu brin-  
gen, wenn sich das Kupplungspedal (3) nahe an einer  
20 (seiner) Ruhestellung befindet.
2. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß der Abflußdurchgang (r4) eine in ein  
Vorderende der Spindel (31) eingestochene Nut (33)  
25 umfaßt, die so ausgebildet ist, daß eine Öl-Abfluß-  
menge oder -geschwindigkeit in Abhängigkeit von der  
Verschiebungsgröße der Spindel (31) variierbar ist.
- 30
- 35

5

10 Kraftübertragungs-Steuervorrichtung

Die Erfindung betrifft eine Kraftübertragungs-Steuervorrichtung. Insbesondere betrifft die Erfindung eine Kraftübertragungs-Steuervorrichtung, umfassend ein  
15 Hauptgangwechsel-Steuerventil, eine Hydraulikpumpe zur Lieferung von Drucköl zum Steuerventil, hydraulische Arbeitszylinder zur Ansteuerung von Kupplungen, ein zwischen dem Steuerventil und der Hydraulikpumpe angeordnetes Modulationsventil zum allmählichen Erhöhen  
20 eines Hydraulikdrucks für die Arbeitszylinder nach dem Befüllen derselben mit Drucköl durch Betätigung des Steuerventils zur Verbindung der Hydraulikpumpe mit den Arbeitszylindern sowie ein Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil, das über ein Kriechventil zum Steuern der Kupp-  
25 lungen mit einem Auslaß des Modulationsventils verbunden ist. Eine solche Vorrichtung besitzt eine durch das Modulationsventil erfüllte Modulierfunktion, so daß ein mit dieser Vorrichtung ausgerüstetes (Arbeits-)Fahrzeug bei Betätigung des Hauptgangwechsel-Steuerventils nicht  
30 ruckartig anfährt, sowie eine Kupplungsfunktion, aufgrund derer ein Niederdrücken des Kupplungspedals das Kriechventil (inching valve) veranlaßt, die Ölzufuhr zum Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil zu unterbrechen und damit die Fahrt des Fahrzeugs zu beenden.

35

Herkömmlicherweise ist eine solche Steuervorrichtung so ausgelegt, daß sie lediglich das Fahrzeug langsam oder

1. sanft ruckfrei anfahren läßt, d. h. mit einer Geschwindigkeit entsprechend der Größe des Rückstellwegs des Kupplungspedals nach dem Ausrücken der Kupplung; wenn das Kupplungspedal nach dem Ausrücken der Kupplung
- 5 plötzlich losgelassen wird, wird eine große Ölmenge vom Auslaß des Modulationsventils zum Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil über das Kriechventil geliefert. Hierdurch wird der Hydraulikdruck am Auslaß des Modulationsventils gesenkt und damit die Modulierfunktion hervorgebracht. Da eine bestimmte Zeit für die Wiederherstellung
- 10 eines erforderlichen Drucks nötig ist, kann das Fahrzeug nicht plötzlich bzw. ruckartig anfahren.
- Nachteilig an der bisherigen Steuervorrichtung ist daher,
- 15 daß das Arbeitsfahrzeug nicht wirksam betrieben werden kann, z. B. durch ruckartiges Anfahren, um (z. B.) einen Schaufellader in Erdreich einstößen zu lassen.
- Aufgabe der Erfindung ist die Schaffung einer Kraftübertragungs-Steuervorrichtung, die eine Kupplungs- und eine
- 20 Modulierfunktion besitzt und zudem in der Lage ist, ein Arbeitsfahrzeug schnell bzw. ruckartig anfahren zu lassen.
- Diese Aufgabe wird bei einer Kraftübertragungs-Steuervorrichtung der eingangs umrissenen Art erfindungsgemäß
- 25 dadurch gelöst, daß das Kriechventil ein Ventilgehäuse, einen in letzterem verschieblich geführten, rohrförmigen Steuer-Schieber und eine in letzterem relativ dazu verschieblich geführte und mit einem Kupplungspedal wirkungsmäßig verbundene Spindel aufweist, daß das Ventilgehäuse und der Schieber zwischen sich eine erste, mit dem Auslaß des Modulationsventils verbundene Ölkammer,
- 30 eine zweite, mit einem im Ventilgehäuse ausgebildeten Auslaß kommunizierende und mit dem Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil verbundene Ölkammer sowie einen ersten und zweiten Öldurch-
- 35

- 1 gang festlegen, daß der Schieber und die Spindel zwischen sich eine dritte Ölkammer und eine durch Niederdrücken des Kupplungspedals zusammendrückbare Feder aufweisen, daß der Schieber einen Drosselabschnitt zum
- 5 Drosseln (Verengen) des ersten Öldurchgangs sowie einen ersten Drosseldurchgang und einen zweiten Drosseldurchgang zum Verbinden der dritten Ölkammer mit einem im Ventilgehäuse ausgebildeten ersten Ablauf bei niedergedrücktem Kupplungspedal aufweist, daß erster und zweiter
- 10 Drosseldurchgang so angeordnet sind, daß bei Verschiebung des Schiebers in abwechselnder Weise ein Anfangszustand, in welchem der erste Drosseldurchgang mit dem ersten Ablauf verbunden und der zweite Drosseldurchgang durch das Ventilgehäuse geschlossen ist, und ein ausge-
- 15 kuppelter Zustand herstellbar sind, in welchem zweite und dritte Ölkammer über den ersten Drosseldurchgang miteinander kommunizieren und der zweite Drosseldurchgang mit dem ersten Ablauf verbunden ist und daß die Spindel einen Ablaufdurchgang aufweist oder festlegt, um
- 20 die dritte Ölkammer nur dann mit einem zweiten, im Gehäuse ausgebildeten Ablauf in Verbindung zu bringen, wenn sich das Kupplungspedal nahe an einer (seiner) Ruhestellung befindet.
- 25 Die vorstehend definierte Vorrichtung besitzt somit alle angegebenen Funktionen, nämlich die Kupplungs-, die Modulier- und die Schnellanfahrfunktion. Die Vorrichtung ist somit betrieblich vielseitig; sie besitzt einen weiteren Anwendungsbereich und einen großen wirtschaft-
- 30 lichen Nutzwert.

Im folgenden ist eine bevorzugte Ausführungsform der Erfindung unter Bezugnahme auf die Zeichnung beschrieben. Es zeigen:

35

Fig. 1 bis 4 Schnittansichten eines Hauptteils der Erfindung zur Verdeutlichung seiner Funktionen,

- 1 Fig. 5 eine Seitenansicht eines Erdbewegungsfahrzeugs  
(Arbeitsfahrzeugs),  
Fig. 6 eine schematische Darstellung einer Kraftübertra-  
5 gung bzw. eines Getriebes und  
Fig. 7 eine schematische Darstellung einer Hydraulikan-  
lage.

10 Nachstehend ist die Wirkungsweise des Kriechventils  
(inching valve) anhand der Fig. 1 bis 4 erläutert. Wenn  
sich gemäß Fig. 1 das Kupplungspedal 30 in der Ruhestel-  
lung befindet, wird Öldruck von einem Auslaß P1 eines  
Modulationsventils MV zu einem Rückwärts/Vorwärts-Um-  
15 schaltventil V1 über einen ersten, zwischen einem Ven-  
tilgehäuse 26 und einem Schieber 28 gebildeten Öl-Durch-  
gang r1 geführt, so daß das Fahrzeug seine Fahrt fort-  
setzen kann.

20 Wenn gemäß Fig. 3 das Kupplungspedal 30 bis zum Ende  
seines Hubs (bis zum Anschlag) niedergetreten ist, ver-  
schiebt eine Spindel 31 den Steuerschieber 28 über eine  
solche Strecke, daß der erste Durchgang r1 verschlossen  
wird. In diesem Zustand steht der mit dem genannten  
25 Umschaltventil V1 verbundene Auslaß 29 des Kriechventils  
IV über einen ersten Drosseldurchgang r2 mit einer drit-  
ten Ölkammer C in Verbindung, wobei gleichzeitig letz-  
tere mit einem ersten Ablaß D1 über einen zweiten Dros-  
seldurchgang r3 kommuniziert. Infolgedessen wird der das  
30 Umschaltventil V1 beaufschlagende Öldruck verringert und  
damit das Fahrzeug zum Stillstand gebracht bzw. ein  
ausgekuppelter Zustand eingeführt.

Wenn das Kupplungspedal 30 gemäß Fig. 2 etwas aus dem  
35 ausgekuppelten Zustand zurückgestellt (losgelassen)  
wird, verliert die Feder 32 einen Teil ihrer Vorbela-  
stungskraft, und der Schieber 28 wird durch den Hydrau-

- 1   likdruck in der ersten Ölkammer A um einen Betrag ent-  
sprechend der verringerten Kraft der Feder 32 zurückge-  
schoben. Infolgedessen öffnet der erste Öl-Durchgang r1  
ein kleines, durch den Drosselabschnitt 28A des Schie-  
5   bers 28 bestimmtes Stück, und der Hydraulikdruck am  
Auslaß 29 erhöht sich um einen Betrag entsprechend der  
Öffnungsgröße des ersten Durchgangs r1, so daß hierdurch  
ein halb eingekuppelter Zustand eingeführt wird.
- 10   Bei der Rückwärts- oder Zurückverschiebung des Schiebers  
28 bewirkt ein Ausgleich zwischen dem Öleinstrom aus der  
zweiten Kammer B und dem Ölausstrom aus dem ersten Abfluß  
D1 ein Stabilisieren des Hydraulikdrucks in der dritten  
Ölkammer C auf einer bestimmten Größe, wobei der Schie-  
15   ber 28 in einer bestimmten Stellung gehalten und der  
Hydraulikdruck am Auslaß 29 konstantgehalten werden.

Bei allmählichen Rückstellen (Loslassen) des Kupplungs-  
pedals 30 steigt daher der Hydraulikdruck am Auslaß 29  
20   um eine Größe entsprechend der Rückstellgröße des Pedals  
30 an, so daß das Fahrzeug sanft (ruckfrei) anfahren  
kann.

Wenn das Kupplungspedal gemäß Fig. 4 plötzlich aus dem  
25   niedergedrückten, ausgekuppelten Zustand freigegeben  
wird, kann aufgrund der Rückwärtsverschiebung der Spin-  
del 31 der Schieber 28 mit dem Hydraulikdruck aus der  
ersten Ölkammer A beaufschlagt werden, wodurch der Druck  
in der dritten Ölkammer C ansteigt. Das Drucköl wird  
30   dann schnell und in ausreichender Menge von der Ölkammer  
C zum Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil V1 über den  
ersten Drosseldurchgang r2 und den Auslaß 29 zugeführt.  
Danach öffnet der erste Öldurchgang r1. Dem Umschaltven-  
til 29 wird daher schnell ein hoher Hydraulikdruck zuge-  
35   führt, so daß das Fahrzeug schnell bzw. schlagartig und  
ohne einen ungünstigen Einfluß des Modulationsventils MV  
anfahren kann, da das Drucköl kaum aus dem Auslaß P1 des

- 1 Modulationsventils MV ausströmt und der das Hauptgangwechsel-Steuerventil V2 beaufschlagende Hydraulikdruck nicht abfällt.
- 5 Gemäß Fig. 5 weist ein für Erdbewegungs- und -aushubarbeiten ausgelegtes Arbeitsfahrzeug einen vorderen Aufbau 2 mit einem linken und einem rechten Vorderrad 1 sowie einen hinteren Aufbau 4 mit rechtem und linkem Hinterrad 3 auf, wobei die beiden Aufbauten 2, 4 um eine
- 10 lotrechte Achse X gelenkig miteinander verbunden sind. Der vordere Aufbau 2 ist mit einer lotrecht bewegbaren Ladeschaufel 5 ausgerüstet. Der hintere Aufbau 4 umfaßt einen Fahrerplatz 6, einen Motorabschnitt 7 und einen Tieflöffel oder Baggerlöffel 8. Zwischen vorderem und
- 15 hinterem Aufbau 2 bzw. 4 erstreckt sich ein Hydraulikzylinder 9 zum Verschwenken der beiden Aufbauten 2, 4 relativ zueinander mit einem Winkelausschlag entsprechend der Drehgröße an einem Lenkrad 6a. Der Motorabschnitt 7 enthält eine Antriebsmaschine 10, die mit
- 20 einer Kraftübertragung bzw. einem Getriebe in einem Getriebegehäuse 11 wirkungsmäßig verbunden ist. Das Getriebe setzt die Antriebskraft der Antriebsmaschine 10 in mehrere Fahrgeschwindigkeiten (Fahrstufen) für den Antrieb von Vorder- und Hinterrädern 1 bzw. 3 um.
- 25 Im folgenden ist anhand der Fig. 6 und 7 die im Getriebegehäuse 11 untergebrachte Kraftübertragung bzw. das Getriebe beschrieben. Das Getriebe enthält eine Eingangs- oder Antriebswelle 12, eine erste Vorgelegewelle
- 30 13 und eine zweite Vorgelegewelle 14, die jeweils koaxial zueinander angeordnet sind. Die erste Vorgelegewelle 13 trägt eine auf ihr drehbare Hohlwelle 15 für Rückwärtsantrieb bzw. -gang, während die zweite Vorgelegewelle 14 eine auf ihr drehbare Hohlwelle 16 für Kraft-
- 35 abgabe (Abtrieb) trägt. Die beiden Hohlwellen 15 und 16 tragen relativ zu ihnen drehbare Scheibenelemente 17a bzw. 17b auf beiden Seiten eines Armkreuzes oder Rotor-

7.3.

1 sterns (spider) 17. Zwischen der Antriebswelle 12 und  
der ersten Vorgelegewelle 13 ist eine erste Mehrschei-  
ben-Kupplung 18 angeordnet. Eine zweite Mehrscheiben-  
Kupplung 19 ist zwischen der Antriebswelle 12 und der  
5 Hohlwelle 15 für Rückwärtsgang angeordnet. Eine dritte  
Kupplung 20 befindet sich zwischen der zweiten Vorge-  
legewelle 14 und der Hohlwelle 16 für Kraftabgabe (Ab-  
trieb). Erste und zweite Vorgelegewelle 13 bzw. 14 tra-  
gen jeweils ein erstes Zahnrad G1 bzw. ein zweites  
10 Zahnrad G2. Das erste Zahnrad G1 kämmt ständig mit einem  
auf dem Armkreuz (spider) 17 drehbar gelagerten dritten  
Zahnrad G3. Das zweite Zahnrad G2 kämmt ständig mit  
einem auf dem Armkreuz 17 drehbar gelagerten vierten  
Zahnrad G4. Die beiden Hohlwellen 15 und 16 tragen  
15 jeweils ein fünftes Zahnrad G5 bzw. ein sechstes Zahnrad  
G6. Am Armkreuz 17 sind ein siebtes Zahnrad G7 und ein  
achtes Zahnrad G8 drehbar gelagert, von denen das siebte  
Zahnrad G7 mit drittem und fünftem Zahnrad G3 bzw. G5 in  
Eingriff steht, während das achte Zahnrad G8 mit sowohl  
20 dem vierten Zahnrad G4 als auch dem sechsten Zahnrad G6  
kämmt. Das Getriebe enthält weiterhin eine erste Mehr-  
scheiben-Bremse 21 zum Feststellen (Arretieren) der  
Hohlwelle 15 gegenüber dem Getriebegehäuse 11 für Rück-  
wärtsgang, eine zweite Mehrscheiben-Bremse 22 zum Fest-  
25 stellen eines ständig mit dem dritten Zahnrad G3 kämmen-  
den Innenzahnkranzes GF gegenüber dem Gehäuse 11 und  
eine dritte Mehrscheiben-Bremse 23 zum Festlegen der  
zweiten Vorgelegewelle 14 gegenüber dem Gehäuse 11. Die  
Antriebswelle 12 ist über eine Fahrkupplung 24 und ein  
30 Zwischengetriebe oder Vorgelege (gear interlocking me-  
chanism) wirkungsmäßig mit der Antriebsmaschine 10 ver-  
bunden. Die Hohlwelle 16 für Kraftabgabe steht über ein  
anderes Zwischengetriebe oder Vorgelege mit einer Aus-  
gangs- oder Abtriebswelle 25 für den Antrieb von Vorder-  
35 und Hinterrädern 1 bzw. 3 in Wirkbeziehung.

8-10

- 1 Die genannten Kupplungen 18 - 23 werden durch Hydraulik-Arbeitszylinder 18a - 23a ständig in der Ausrückstellung gehalten. Die Arbeitszylinder 18a - 23a werden von einer Hydraulikpumpe P über ein Ventilsystem selektiv mit
- 5 Drucköl gespeist. Das beschriebene Getriebe bietet somit fünf Vorwärtsgänge F1 - F5 und zwei Rückwärtsgänge R1 und R2, und es weist zudem eine Neutral- oder Leerlaufstellung auf. Zum Wählen der Vorwärtsgänge werden insbesondere erste und zweite Kupplung 19 bzw. 20 sowie erste
- 10 bis dritte Bremse 21, 22 bzw. 23 selektiv betätigt, während die erste Kupplung 18 eingerückt bleibt. Zum Wählen der Rückwärtsgänge werden die dritte Kupplung 20 sowie zweite und dritte Bremse 22 bzw. 23 selektiv
- 15 betätigt, während die zweite Kupplung 19 eingerückt bleibt. Die folgende Tabelle veranschaulicht die Druckölzufuhr für die einzelnen, genannten Gänge, wobei das Symbol 0 für Druckölzufuhr und das Symbol X für Druckölablaß stehen.

20

Tabelle

Gänge		Gesteuerte Elemente						
		Kupplungen			Bremsen			
25		-----						
		1.	2.	3.		1.	2.	3.
	Leerlauf	X	X	0		X	0	X
	1. Vorwärtsgang	0	X	0		X	0	X
	2. Vorwärtsgang	0	X	X		X	0	0
30	3. Vorwärtsgang	0	0	0		X	X	X
	4. Vorwärtsgang	0	X	X		0	X	X
	5. Vorwärtsgang	0	0	X		X	X	0
	1. Rückwärtsgang	X	0	0		X	0	X
	2. Rückwärtsgang	X	0	X		X	0	0
35		-----						

S.M.

- 1 Gemäß Fig. 7 umfaßt das Ventilsystem das Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil V1 zum abwechselnden Beaufschlagen von erster und zweiter Kupplung 18 bzw. 19 mit Hydraulikdruck und ein Hauptgangwechsel-Steuerventil V2 zum  
5 selektiven Anlegen von Hydraulikdruck an zweite und dritte Kupplung 19 bzw. 20 sowie erste bis dritte Bremse 21 - 23 zum Wählen eines entsprechenden Gangs (einer Fahrstufe). Die beiden Ventile V1 und V2 sind über ein Schüttelventil 27 parallel zum Arbeitszylinder 19a für  
10 die zweite Kupplung 19 geschaltet.

- Damit das Fahrzeug nach einem Gangwechsel sanft bzw. ruckfrei anfahren kann, enthält das Ventilsystem zudem ein zwischen dem Steuerventil V2 und der Ölpumpe P  
15 angeordnetes Modulationsventil MV, das den Hydraulikdruck für die Arbeitszylinder 18a - 23a nach dem Beschicken derselben mit Drucköl durch Betätigung des Hauptgangwechsel-Steuerventils V2 zum Verbinden der Pumpe P mit den Arbeitszylindern 18a - 23a erhöht.

- 20 Das Ventilsystem enthält ferner ein Kupplungssteuer-Kriechventil IV zwischem dem Rückwärts/Vorwärts-Umschaltventil V1 und einem Auslaß P1 des Modulationsventils MV. Das Kriechventil IV weist ein Ventilgehäuse 26,  
25 einen in letzterem verschieblich geführten, rohrförmigen Steuer-Schieber 28 sowie eine im Schieber 28 relativ zu diesem verschieblich geführte und betrieblich oder wirkungsmäßig mit dem Kupplungspedal 30 verbundene Spindel 31 auf. Das Ventilgehäuse 26 und der Schieber 28 legen  
30 zwischen sich eine mit dem Auslaß P1 des Modulationsventils MV verbundene erste Ölkammer A, eine zweite Ölkammer B, die mit einem im Ventilgehäuse 26 ausgebildeten und mit dem Umschaltventil V1 verbundenen Auslaß 29 kommuniziert, sowie einen die erste und zweite Ölkammer  
35 A bzw. B miteinander verbindenden ersten Öldurchgang 1 fest. Zwischen Schieber 28 und Spindel 31 sind eine dritte Ölkammer C und eine beim Niederdrücken des Kupp-

- 1 lungspedals 30 zusammendrückbare Feder 32 angeordnet.  
Der Steuer-Schieber 28 weist einen Drosselabschnitt 28A  
zum Drosseln (Verengen) des ersten Öldurchgangs r1,  
einen ersten Drosseldurchgang r2 und einen zweiten Dros-  
5 seldurchgang r3 zum Verbinden der dritten Ölkammer C mit  
einem (dem) im Ventilgehäuse 26 ausgebildeten ersten  
Ablauf D1 bei niedergedrücktem Kupplungspedal 30 auf.  
Erster und zweiter Drosseldurchgang r2 bzw. r3 sind so  
angeordnet, daß beim Verschieben des Schiebers 28 in  
10 abwechselnder Weise ein Anfangszustand, in welchem der  
erste Drosseldurchgang r2 mit dem ersten Ablauf D1 ver-  
bunden und der zweite Drosseldurchgang r3 durch das  
Ventilgehäuse 26 geschlossen ist, und ein ausgekuppelter  
Zustand hergestellt werden, in welchem zweite und dritte  
15 Ölkammer B bzw. C über den ersten Drosseldurchgang r2  
miteinander kommunizieren und der zweite Drosseldurch-  
gang r3 mit dem ersten Ablauf D1 verbunden ist. Die  
Spindel 31 weist in ihrem Vorderende eine eingestochene  
Nut 33 auf, die einen Ablaufdurchgang r4 bildet, um die  
20 dritte Ölkammer C nur dann mit einem im Ventilgehäuse 26  
ausgebildeten zweiten Ablauf D2 in Verbindung zu bringen,  
wenn sich das Kupplungspedal 30 nahe einer Ruhestellung  
befindet. Die Nut 33 ist so ausgebildet, daß sie die Öl-  
Ablaufmenge oder -geschwindigkeit entsprechend der Ver-  
25 schiebungsgröße der Spindel 31 variiert.

Mit der beschriebenen Anordnung kann das Fahrzeug beim  
Niederdrücken des Kupplungspedals 30 (aus dem Fahrzu-  
stand) zum Stillstand gebracht werden, um anschließend  
30 das Fahrzeug durch allmähliches Loslassen des Kupplungs-  
pedals 30 langsam und sanft (ruckfrei) anfahren zu las-  
sen bzw. das Fahrzeug durch schnelles Loslassen des  
Kupplungspedals 30 plötzlich bzw. ruckartig und schnell  
anfahren zu lassen, wie dies insbesondere vorher in  
35 Verbindung mit den Fig. 1 bis 4 beschrieben worden ist.

In den Figuren sind mit D Ablaufbehälter bezeichnet.

21. /3.

- 1 Die vorstehende, das Modulationsventil MV und das  
Kriechventil (inching valve) IV enthaltende Steuervor-  
richtung ist nicht nur auf Erdbewegungsfahrzeuge, son-  
dern auch auf verschiedene andere Arbeits- oder Schwer-  
5 lastfahrzeuge anwendbar.

10

15

20

25

30

35

- 14 -  
- Leerseite -

-19-

Fig. 1

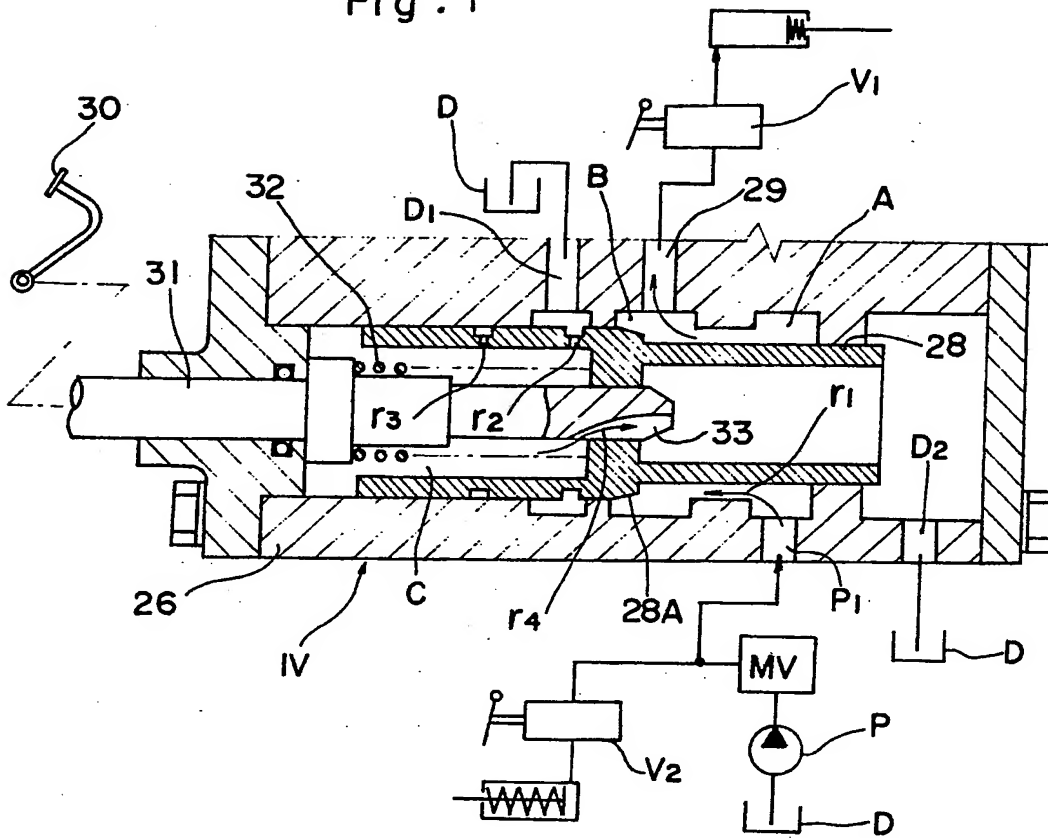
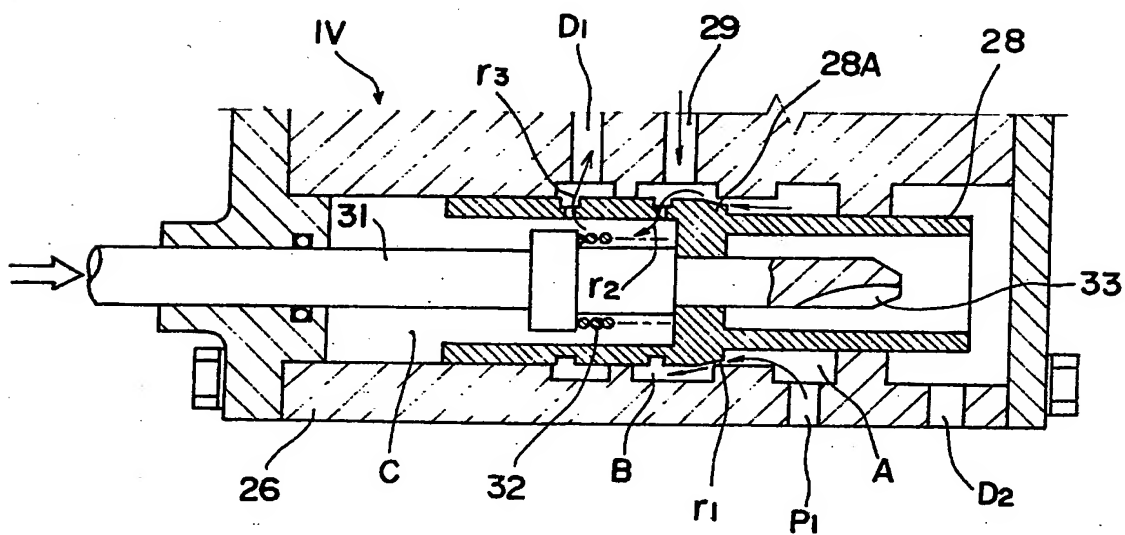


Fig. 2



-15-

Fig. 3

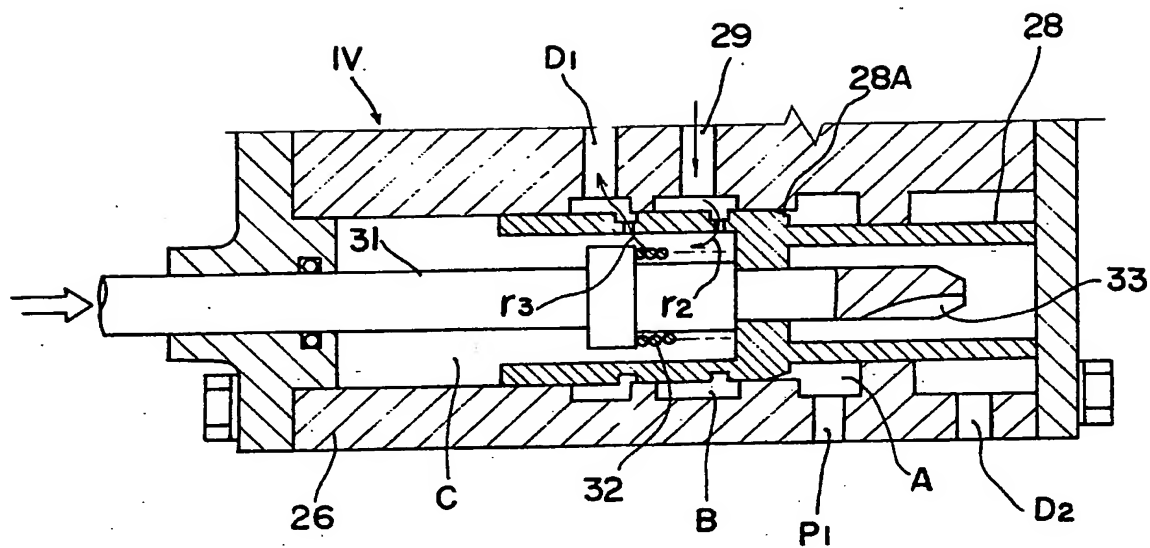


Fig. 4

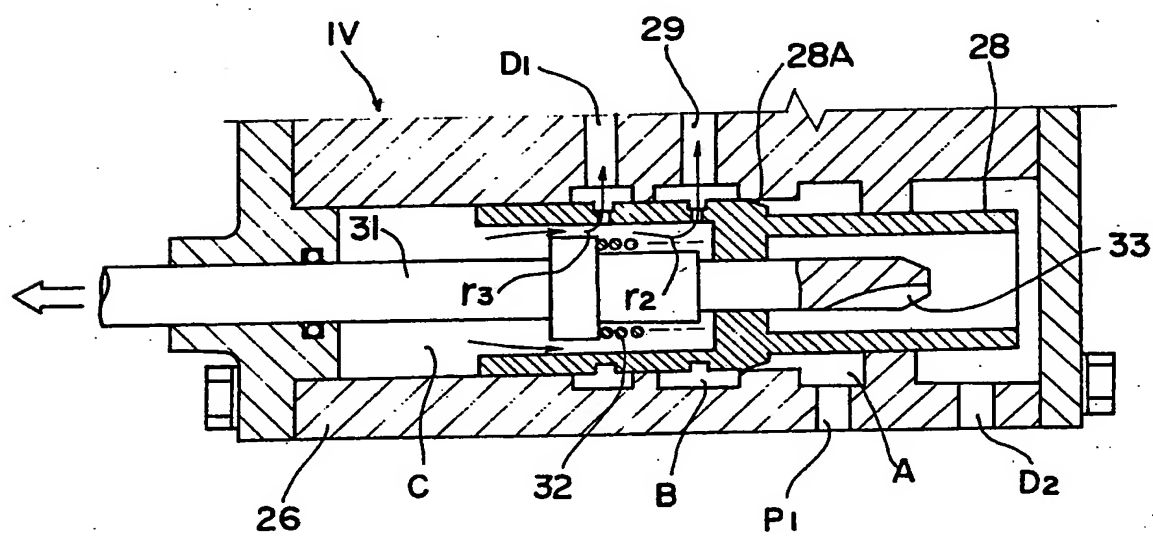


Fig. 5

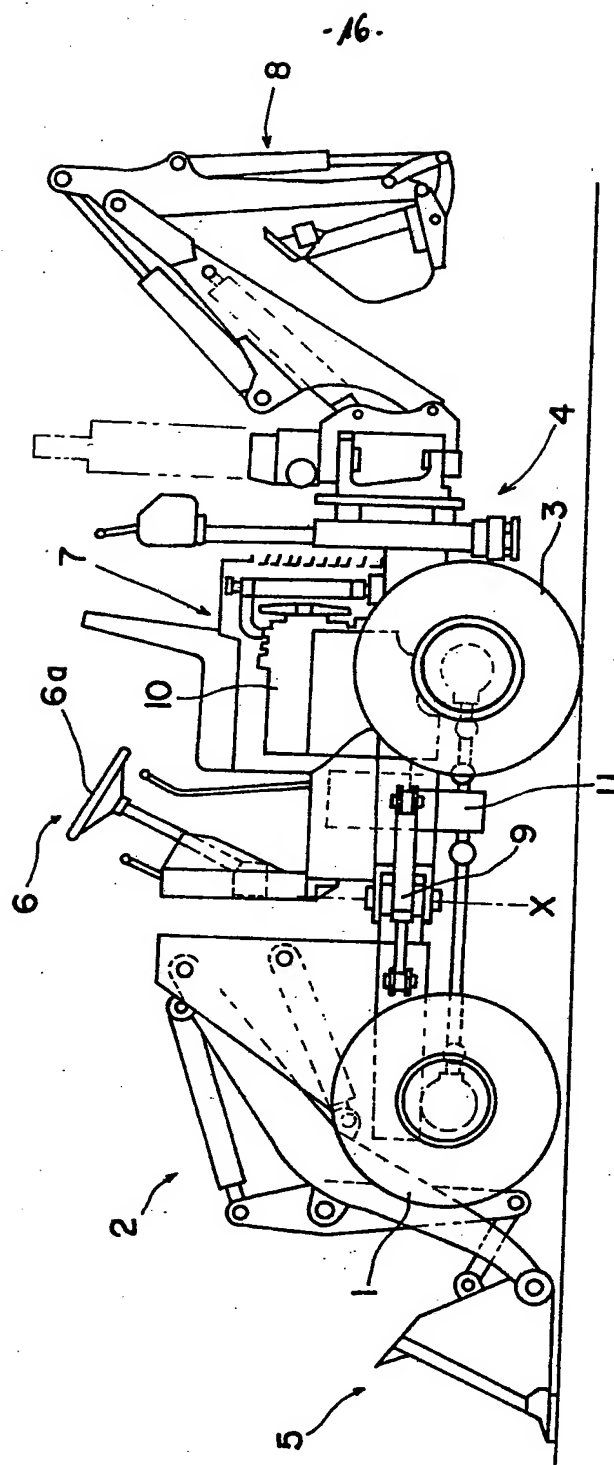


Fig. 6

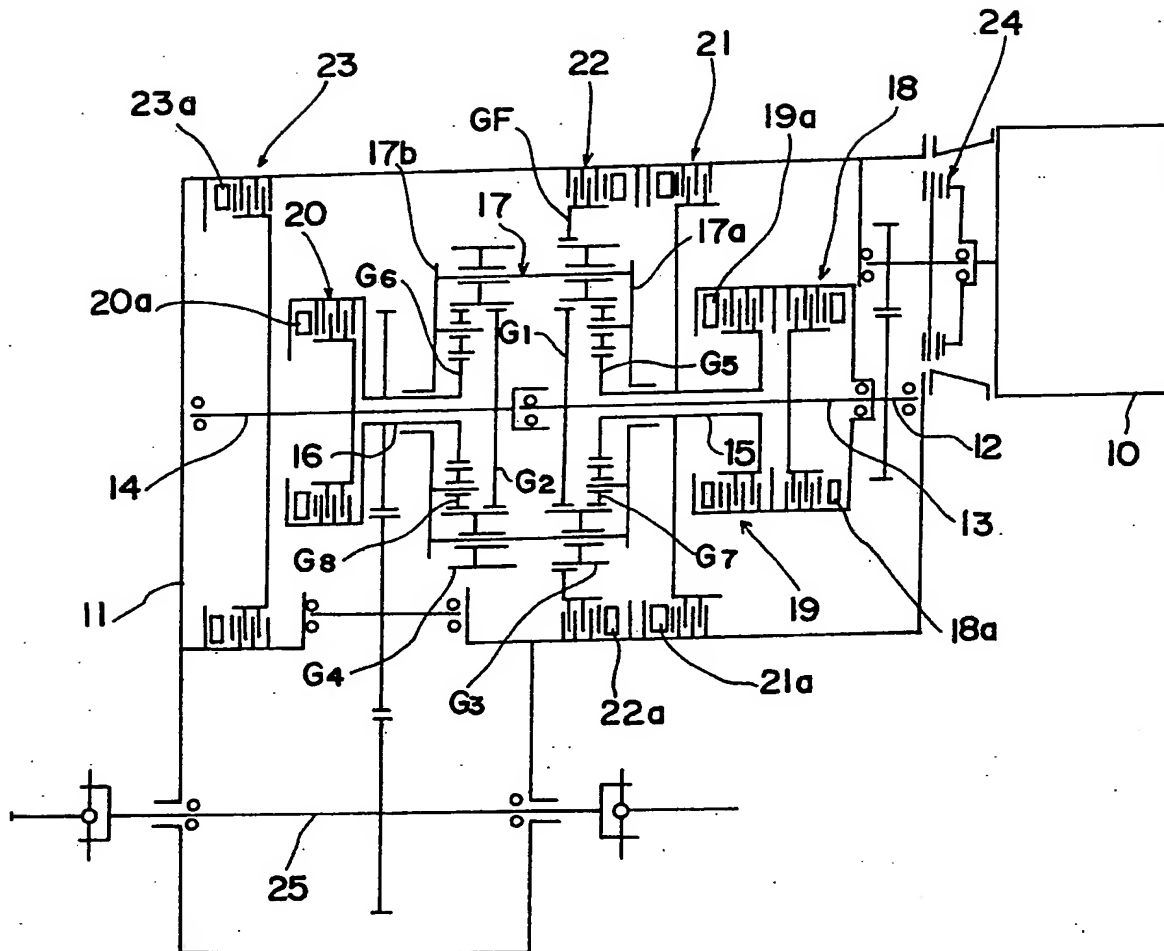


Fig. 7

